

В.О. МАЛАЩЕНКО, д.т.н., професор НУ "Львівська політехніка";
В.М. СТРИЛЕЦЬ, к.т.н., доцент НУ водного господарства
та природокористування, Рівне;
В.В. МАЛАЩЕНКО, к.т.н., асистент НУ "Львівська політехніка";
Б.Т. МАТВІЙ, к.т.н., доцент НУ водного господарства
та природокористування

КОВЗАННЯ У ЗАЧЕПЛЕННІ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Розглянуто процес зачеплення великогабаритних зубчастих передач з проведенням кількісного аналізу з метою визначення величини питомого ковзання профілів великомодульних зубців.

Рассмотрен процесс зацепления крупногабаритных зубчатых передач с проведением количественного анализа по определению величины удельного скольжения профилей крупномодульных зубьев.

The process of large gears meshing with quantitative analysis to determine the value of specific slip of profiles of big module teeth is observed.

Постановка проблеми. Відомо, що термін роботи будь-якої зубчастої передачі залежить у значній мірі від матеріалів та термообробки коліс, швидкостей обертання, стану робочих поверхонь, температури навколишнього середовища, рівномірного розподілення питомого навантаження, конструктивного виконання тощо.

Необхідний термін роботи великогабаритних зубчастих передач ще у більшій мірі залежить від правильності вибору геометричних параметрів зубчастих коліс, матеріалів з потрібними механічними властивостями, точності виготовлення та монтажу, умов експлуатації тощо [1, 2, 6, 10]. Це особливо відноситься до специфічних умов експлуатації відкритих зубчастих передач вуглерозмелювальних млинів, режим роботи яких є здебільшого неусталеним і вимагає не тільки підвищеної точності при визначенні навантажувальних чинників, а і точності монтажу та інформації стосовно величини відносного ковзання контактуючих профілів зубців шестірни та колеса.

Зв'язок даної роботи з відомими результатами досліджень. Зубчасті передачі є під постійною увагою багатьох вчених різних країн. Проведено теоретичні та експериментальні дослідження геометричних, кінематичних і силових їх характеристик, розроблено методи розрахунків таких передач на міцність тощо. Великий вклад у розвиток теоретичних основ і практичних розрахунків зубчастих передач у різні часи внесли вчені нашої країни. Тут слід наголосити, що більш близькими до даної задачі є роботи [3-12], на основі результатів яких і виконано цей розв'язок.

Метою цієї роботи є проведення кількісного аналізу процесу зачеплення великогабаритних зубчастих передач вуглерозмелювальних млинів з визначенням величини питомого ковзання точок робочої довжини профілів зубців шестірни та колеса.

Виклад основного матеріалу. Проведені авторами дослідження та числення інформація із літературних джерел підтверджують те, що у великогабаритних зубчастих передачах внаслідок великої висоти зубців виникають значні взаємні ковзання робочих їхніх профілів, залишаючи незначну частину лінії зачеплення як зону чистого перекошування одного по другому профілів зубців (біля і у полюсі зачеплення). Тут розглядаються зубчасті передачі, модуль зубців яких дорівнює чи більший за 20мм.

У більшості точок дотику, що знаходяться на лінії зачеплення вектори колових швидкостей робочих профілів зубців є різними за модулем і напрямом, тобто виникають швидкості ковзання, що направлені за спільною дотичною до спряжених евольвент, яка проведена через точку доторкання. Із рисунка 1 [6] ця швидкість дорівнює

$$V_k = V_{1t} - V_{2t}, \quad (1)$$

де $V_{1t} = \omega_1 \rho_{1t}$ і $V_{2t} = \omega_2 \rho_{2t}$ – колові швидкості відповідно шестірни та колеса; ρ_{1t} і ρ_{2t} – радіуси кривини евольвент у точці дотику.

Питоме ковзання у довільній точці зачеплення визначають так:

$$\varepsilon_{it} = V_k / V_{1t}; \quad i=1, 2.$$

Тоді:

- для шестірни

$$\varepsilon_{it} = \frac{\rho_{2t} \omega_2}{\rho_{1t} \omega_1} - 1 = \frac{\rho_{2t}}{\rho_{1t} u} - 1; \quad (2)$$

- для колеса

$$\varepsilon_{it} = \frac{\rho_{1t} \omega_1}{\rho_{2t} \omega_2} - 1 = \frac{\rho_{1t} u}{\rho_{2t}} - 1. \quad (3)$$

Рисунок 1 – Напрями абсолютних і відносних швидкостей точки поза полюсом зачеплення

За рисунка 2 величини питомого ковзання можна записати так:

- на головках шестірни та колеса

$$\varepsilon_{it} = \frac{l_1(u+1)}{0,5d_1 \sin \alpha_t + l_1}; \quad \varepsilon_{jt} = \frac{l_2(u+1)}{0,5d_2 \sin \alpha_t + l_2}; \quad (4)$$

- на ніжках шестірни та колеса

$$\varepsilon_{it} = \frac{l_1(u+1)}{0,5d_1 \sin \alpha_t - l_1}; \quad \varepsilon_{jt} = \frac{l_2(u+1)}{0,5d_2 \sin \alpha_t - l_2}, \quad (5)$$

де l_1 і l_2 – частки робочої лінії зачеплення шестірни та колеса; u – передаточне відношення при напрямі руху від шестірни до колеса; d_1 і d_2 – ділильні діаметри шестірни та колеса; α_t – кут зачеплення у торцевому перерізі коліс.

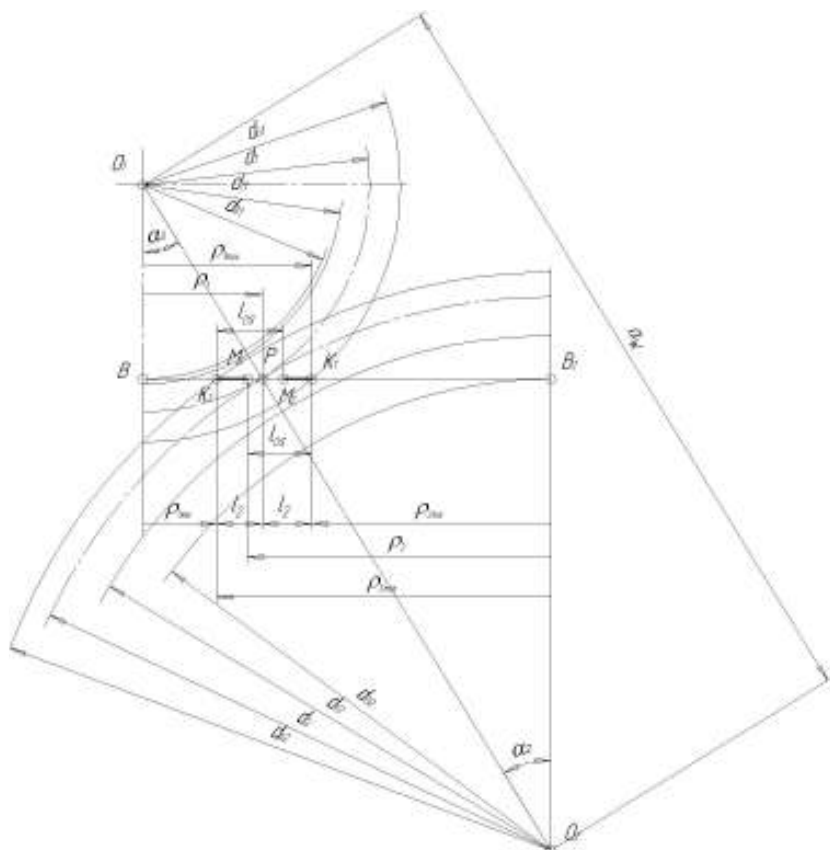


Рисунок 2 – Параметри зубчастих коліс у торцевому перетину

Частки загальної лінії зачеплення для шестірни та колеса змінюються за відомими залежностями:

$$l_1 = 0,5d_{01}(\operatorname{tg} \alpha_{t1} - \operatorname{tg} \alpha_{t2}); \quad l_2 = 0,5d_{02}(\operatorname{tg} \alpha_{t1} - \operatorname{tg} \alpha_{t2}). \quad (6)$$

Тут d_{01} і d_{02} – діаметри основних кіл шестірни та колеса; $\alpha_{t1} = \arccos(d_{01}/d_{a1})$ і $\alpha_{t2} = \arccos(d_{01}/d_{a2})$ – кути тиску на колах вершин шестірни та колеса.

Для великогабаритної зубчастої передачі млинів типу Ш-12 важливим є знання величини питомого ковзання у точках переспряження робочих профілів зубців, тобто у точках M_1 і M_2 (рисунок 2). Із рисунка 2 наочно випливають такі аналітичні залежності питомого ковзання у цих точках.

Тепер якщо покласти, що $l_1 < l_{os}$, то після простих перетворень отримано вираз

$$\varepsilon_{M1} = \frac{(l_{os} - l_1)(u + 1)}{u(0,5d_1 \sin \alpha_s - l_{os} + l_1)}, \quad (7)$$

а у разі $l_2 < l_{os}$

$$\varepsilon_{M2} = \frac{(l_{os} - l_2)(u + 1)}{u(0,5d_2 \sin \alpha_s - l_{os} + l_2)}. \quad (8)$$

Отримані рівняння (4)...(8) мають практичне значення для проведення аналізу питомого ковзання у будь-якому відносному положенні зубців під час роботи передачі, що уможливило наближення до виявлення дійсних причин інтенсивного спрацювання робочих профілів зубців. Цінність цих рівнянь підтверджується також тим, що їх можна застосувати до будь-якої зубчастої передачі, для якої необхідно знати тільки її конкретні геометричні параметри. У першу чергу це стосується великогабаритних передач, коли дуже гостро стоїть питання зменшення їх металомісткості та загальної ваги на етапі проектування.

Таблиця 1 – Вихідні параметри для визначення питомого ковзання в зубчастій передачі

Назва параметра	Одиниці виміру	Значення параметра
Потужність двигуна	кВт	600
Споживча потужність млина	кВт	450
Кутова швидкість обертання:		
- ротора двигуна	рад/с	76,93
- шестірни		14,89
- колеса		1,96
Передаточні відношення:		
- одноступеневого редуктора	-	5,166
- відкритої зубчастої передачі	-	7,58
Обертальні моменти:		
- двигуна	Н·м	7800
- на валу шестірни		40000
- на валу колеса		305000
Міжосьова відстань	мм	2490
Ширина зубчастого вінця:		
- шестірни	мм	440
- колеса		430
Кількість зубців:		
- шестірни	-	29
- колеса	-	220
Модуль зубців		20
Ділильний діаметр шестірни	мм	580
Ділильний діаметр колеса		4400

Примітка – частина робочої лінії контакту $l_f=68\text{мм}$; $\sin \alpha_{fr}=0,3$

Для підтвердження сказаного тут проведено кількісний аналіз питомого ковзання для великогабаритної передачі, що застосовується у приводі млина Ш-12, з вихідними параметрами, які наведено в таблиці 1.

У роботі розглянуто вплив передаточного числа на шукану величину (питоме ковзання) для трьох випадків (рисунок 2):

$$l_{os}=l_1; \quad l_{os}=1,5l_1; \quad l_{os}=2l_1. \quad (9)$$

Із рисунка 2 видно, у разі $l_{os}=l_1$, точка M_1 збігається з точкою P – полюсом зчеплення і тоді чисельник рівняння (7) дорівнює нулю, що підтверджує відомі положення про те, що у полюсі зачеплення профілі зубців без ковзання перекочуються один відносно іншого. У цьому випадку графік питомого ковзання співпадає з горизонтальною віссю u (рисунок 3).

Для другого і третього випадків, після використання вихідних параметрів, рівняння (7) зводиться до вигляду:

$$\varepsilon_{M1}^{II} = 0,64 \frac{u+1}{u} \quad \text{і} \quad \varepsilon_{M1}^{III} = 3,62 \frac{u+1}{u}. \quad (10)$$

Одержані результати підрахунків за (10) для зручності використання зведено в таблицю 2.

Таблиця 2 – Отримані величини питомого ковзання

u	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\frac{u+1}{u}$	2,00	1,50	1,34	1,24	1,20	1,166	1,143	1,125	1,111	1,100
ε_{n1}^{II}	1.28	0,96	0,85	0.80	0.77	0,74	0,73	0,72	0,71	0.70
ε_{n1}^{III}	7.2	5,43	4,85	4.36	4.32	4,22	4,13	4,07	4,02	3.96

Для наочності отримані залежності наведено графічно на рисунку 3.

Висновки:

1. Отримані результати мають певні практичні значення. Вони уможливають визначення конкретних величин питомого ковзання великогабаритних зубчастих передач вуглерозмелювальних млинів.

2. Подібно до виконаного можна легко здійснити кількісний аналіз параметрів з використанням рівняння (5). Це підтверджує універсальність та практичну цінність запропонованих аналітичних залежностей, які можуть бути підґрунтям для подальших досліджень причин інтенсивного спрацювання профілів зубців зубчастих передач вуглерозмелювальних млинів.

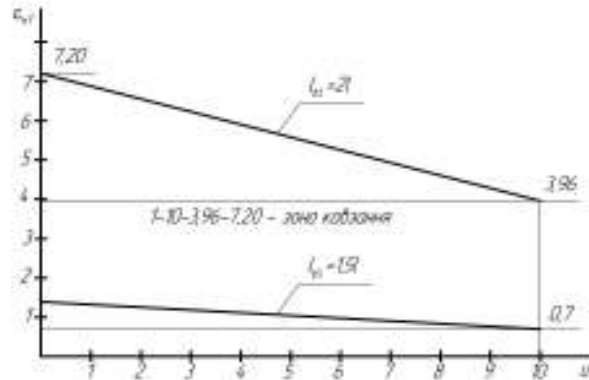


Рисунок 3 – Залежність питомого ковзання від передаточних відношень зубчастих передач вуглерозмелювальних млинів для трьох випадків (9)

Список література: 1. Дмитриев В.А. Детали машин. – Л.: Судостроение, 1970. – 791с. 2. Заблонский К.И. Детали машин. – К.: Вища школа, 1999. – 518с. 3. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Зависимость между параметрами зацепления в эвольвентной передаче / Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2006. – №22. – С.24-28. 4. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Проектирование и расчет геометрии зубчатых передач с эвольвентным зацеплением / Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2004. – №30. – С.153-157. 5. Кравець І.С. Покращення ефективності системи захисту від перевантажень та інтенсивного спрацювання привода млинів барабанного типу. Дис... канд.техн.наук. – Львів, 2007. – 136с. 6. Литвин Л.Ф. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 7. Малащенко В.О., Сороківський О. І., Кравець І.С., Філь П.Ф. Спрацювання зубців великогабаритної приводної пари млинів / Вісник СУНУ імені В. Даля. – Луганськ, 2006. – №6(100). – С.183-189. 8. Малащенко В.О., Сороківський О. І., Кравець І.С. Проблеми довговічності великогабаритних відкритих зубчастих передач вуглерозмелювальних млинів / Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2006. – №22. – С.81-85. 9. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 10. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с. 11. Шишов В.П., Носко П.Л., Ткач П.М., Філь П.В. Високонвантажнені циліндричні передачі з двоопукло-угнутими зубцями. – Луганськ: СУНУ імені Володимира Даля, 2005. – 216с. 12. Шишов В.П., Ткач П.Н., Ревякина О.А., Мухоматов А.А. Синтез передач зацеплением с высокой нагрузочной способностью / Вестник НТУ "ХПІ". – Харьков: НТУ "ХПІ", 2002. – №10. – С.57-70.

Надійшла до редколегії 25.03.12

УДК 621.833.7+621.7

М.В. МАРГУЛИС, д.т.н., профессор каф. ТМ ПГТУ, Мариуполь;
А.И. ПОДЪЯЧЕНКО, студент гр. ТМ-07 ПГТУ

РАЗРАБОТКА НОВОГО СТАНОЧНОГО ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ВАЛА ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

В статье предложена новая конструкция станочного приспособления (смещенного заднего центра) для обработки валов сложной конфигурации с угловым эксцентриситетом. Это конструктивное решение дает возможность обрабатывать валы с угловым эксцентриситетом на токарно-винторезных станках с необходимой точностью.

У статті запропонована нова конструкція верстатного пристосування (зміщеного заднього центру) для обробки валів складної конфігурації з кутовим эксцентриситетом. Це конструктивне рішення дає можливість обробляти вали з кутовим эксцентриситетом на токарно-гвинторізних верстатах з необхідною точністю.

The paper proposes a new design of machine tool (offset rear center) to handle the complicated configuration of shafts with angular eccentricity. This design decision makes it possible to handle shafts with angular eccentricity on the screw-cutting machines with the required accuracy.

Важной задачей современного машиностроения является уменьшение массогабаритных показателей приводов различных механизмов, сохраняя при этом их силовые и кинематические способности [1]. Перспективным направлением в редукторостроении является внедрение волновых передач с промежуточными телами качения (ВППТК), основным отличием которых от волновых зубчатых передач (ВЗП) является отсутствие гибких колес, лимитирующих их надежность. Вместо гибких зубчатых колес в ВППТК используют тела качения, перемещающиеся по кривой, которые обеспечивают передачу вращающего момента [2].

В настоящее время установка эксцентрикового вала выполняется на токарно-карусельном станке с помощью поворотного стола. Это требует большой трудоемкости и не гарантирует получение необходимой точности заданной поверхности детали.

При обработке деталей сложной конфигурации, например эксцентриковых валов ВППТК, необходимо станочное приспособление (смещенный задний центр), которое быстро настраивается и способно надежно базировать заготовку с необходимыми величинами линейного и углового эксцентриситетов [3].

Сложная конструкция входного вала ВППТК (рисунок 1) требует специальных условий установки обрабатываемой заготовки на токарно-винторезном станке. Для этого необходима разработка новой конструкции заднего центра токарно-винторезного станка, так как одна из концевых частей вала (6) имеет угловой эксцентриситет равный $4^{\circ}-8^{\circ}$, т.е. ось симметрии вала не совпадает с геометрической осью станка. Вал имеет три центровых отверстия сферической формы (1), (2), (3) с одного торца для того, чтобы осуществить механическую обработку сложных эксцентриковых частей вала, таких, как эксцентриковые шейки под подшипники (4) и (5) и ступень вала (6).